

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-145552
(43)Date of publication of application : 06.06.1997

(51)Int.Cl.

G01M 17/06
G01M 17/007

(21)Application number : 07-301243

(22)Date of filing : 20.11.1995

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC

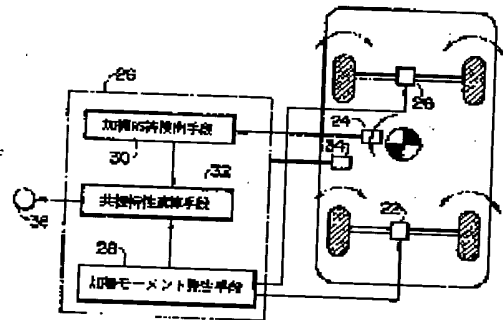
(72)Inventor : ASANO KATSUHIRO
SUGAI MASARU
OKADA SHIGENOBU

(54) SPIN LIMIT -DETECTING APPARATUS AND SPIN -PREVENTING APPARATUS

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To detect a gripping state of a tire and a dangerous possibility of a drift and a spin simply, highly accurately with high responsivity.

SOLUTION: A vibration yaw moment generation means 28 feeds a sine signal of a proper angular frequency of $\omega 1$ to a front wheel-steering device in order to vibrate a vehicle with the $\omega 1$ proper angular frequency of a yawing motion model and also feeds to a rear wheel-steering device 22 a sine signal of the proper angular frequency of $\omega 1$ different 180° in phase from the sine signal fed to the front wheel-steering device. A vibration response detection means 30 detects a resonance component of a yaw rate responding to a vibration yaw moment applied to the vehicle. A resonance characteristic operation means 32 obtains a ratio of an amplitude of the resonance component of the yaw rate detected by the detection means 30 to an amplitude of the steering amount of a front and a rear wheels turned by the vibration yaw moment generation means 28, estimates a resonance characteristic of the yawing motion model from the ratio, thereby detecting a dangerous possibility of a spin or a drift, when an alarm is generated from an alarming device 36.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 17.03.2000
[Date of sending the examiner's decision of rejection]
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
[Date of final disposal for application]
[Patent number]
[Date of registration]
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-145552

(43) 公開日 平成9年(1997)6月6日

(51) Int.Cl.⁶

G 0 1 M 17/06

17/007

識別記号

庁内整理番号

F I

G 0 1 M 17/06

17/00

技術表示箇所

Z

審査請求 未請求 請求項の数6 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願平7-301243

(22) 出願日 平成7年(1995)11月20日

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(72) 発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 菅井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 岡田 重信

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

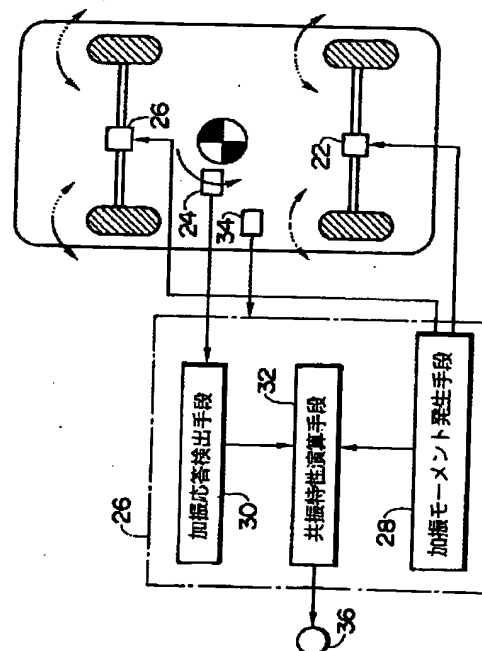
(74) 代理人 弁理士 中島 淳 (外1名)

(54) 【発明の名称】 スピン限界検出装置及びスピン防止装置

(57) 【要約】

【課題】 タイヤのグリップ状態、ドリフトアウト及びスピンに対する危険度を簡単、高応答、かつ高精度で検出する。

【解決手段】 加振ヨーモーメント発生手段28は、車両をヨーイング運動モデルの固有角周波数 ω_1 で加振するために、前輪転舵装置20に固有角周波数 ω_1 の正弦波信号を与え、かつ後輪転舵装置22に前輪転舵装置20に与える正弦波信号に対して位相が180度異なる固有角周波数 ω_1 の正弦波信号を与える。加振応答検出手段30は、車両に加えられた加振ヨーモーメントに対して応答したヨーレイトの共振成分を検出する。共振特性演算手段32は、加振ヨーモーメント発生手段28で転舵した前後輪の転舵量の振幅に対する加振応答検出手段30で検出されたヨーレイトの共振成分の振幅の比を求め、この比からヨーイング運動モデルの共振特性を推定し、スピンやドリフトアウトの危険度を判定し警報装置36によって警報する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】車体からなる慣性体と、タイヤおよび懸架系からなるヨー回転軸回りの捻ればね要素と、を含むヨーイング運動振動系における慣性体に、ヨーイング運動振動系の固有角周波数で微小振動するヨーモーメントを加えて慣性体を微小加振する加振ヨーモーメント発生手段と、

ヨーイング運動振動系の状態量から加振ヨーモーメント発生手段の微小加振により生じた応答成分を検出する加振応答検出手段と、

ヨーイング運動振動系の共振特性を演算し、共振特性から車体のスピン限界状態を検出する共振特性演算手段と、

を含むスピン限界検出装置。

【請求項2】加振ヨーモーメント発生手段は、車輪を微小回転することにより慣性体を微小加振することを特徴とする請求項1記載のスピン限界検出装置。

【請求項3】加振ヨーモーメント発生手段は、前輪と後輪とを逆位相で微小回転することにより慣性体を微小加振することを特徴とする請求項1記載のスピン限界検出装置。

【請求項4】加振ヨーモーメント発生手段は、フライホイールと捻ればねとから成る回転振動系を備え、該回転振動系の持続振動の反作用により慣性体を微小加振することを特徴とする請求項1記載のスピン限界検出装置。

【請求項5】加振ヨーモーメント発生手段は、フライホイールを備え、該フライホイールに対してトルク加振した反作用により慣性体を微小加振することを特徴とする請求項1記載のスピン限界検出装置。

【請求項6】請求項1～請求項5のいずれか1項記載のスピン限界検出装置と、操舵角から目標ヨーレイトを演算する目標ヨーレイト演算手段と、

目標ヨーレイトと実ヨーレイトとの差及び前記スピン限界検出装置で演算されたヨーイング運動振動系の共振特性に基づいてスピンを判定し、アンチスピンモーメントを発生するアンチスピンモーメント発生手段と、を含むスピン防止装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、スピン限界検出装置及びスピン防止装置に係り、特に、ヨーイング振動モデルの共振特性から車両全体の接地状態を総合的に推定するスピン限界検出装置、及びこのスピン限界検出装置を利用してスピンを防止するスピン防止装置に関する。

【0002】

【従来の技術】車輪と路面との間の摩擦係数を測定し、この摩擦係数に基づいて制御を行う技術として、特開平4-230472号公報に開示された電子制御パワーステアリング装置が知られている。

【0003】特開平4-230472号公報に開示された摩擦係数の測定方法は、コントローラからソレノイドバルブへ加振信号を入力することにより、例えば後輪を±1mm相当の舵角、周波数2Hzで周期的に回転し、この周期的な回転により後輪に発生したコーナリングフォースやセルフアライニングトルクに対する反力をロードセル等の反力センサにより検出し、検出された反力の値に基づいてコーナリングパワーやセルフアライニングパワーを演算する。そして、これらのパワーと路面摩擦係数との関係に基づいた演算結果により路面摩擦係数を計測するものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の測定方法の場合、後輪の路面摩擦係数は検出できるが、ドリフトアウトやスピンに対する危険度がどの程度に達しているのか等、車両全体としての走行限界に対する余裕度を判定することができない、という問題がある。

【0005】また、この余裕度を判定するためには、前輪にも路面摩擦係数を検出する手段を設け、さらに前輪、後輪の路面摩擦係数から車両全体の状態を推定する手段を設ける必要がある。そのため、システムが複雑になり、コンパクト性、経済性、信頼性の面で不利である。

【0006】さらに、4輪操舵車でなければ適用できず、またコーナリングフォースやセルフアライニングトルクに対する反力をロードセル等の反力センサにより直接検出しているため、路面からの外乱の影響を受けやすく、検出精度、検出感度の面でも不利である。

【0007】本発明は、上記課題に着目してなされたもので、その目的は、路面からの外乱が多い環境下で走行している車両において、タイヤのグリップ状態、ドリフトアウト、及びスピンに対する危険度を簡単、高応答、かつ高精度で検出し、ドライバへの警報、さらには走行安定化制御への応用を図ることにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明のスピン限界検出装置は、車体からなる慣性体と、タイヤおよび懸架系からなるヨー回転軸回りの捻ればね要素と、を含むヨーイング運動振動系における慣性体に、ヨーイング運動振動系の固有角周波数で微小振動するヨーモーメントを加えて慣性体を微小加振する加振ヨーモーメント発生手段と、ヨーイング運動振動系の状態量から加振ヨーモーメント発生手段の微小加振により生じた応答成分を検出する加振応答検出手段と、ヨーイング運動振動系の共振特性を演算し、共振特性から車体のスピン限界状態を検出する共振特性演算手段と、を備えている。

【0009】また、本発明のスピン防止装置は、上記のスピン限界検出装置と、操舵角から目標ヨーレイトを演

算する目標ヨーレイト演算手段と、目標ヨーレイトと実ヨーレイトとの差及び前記スピン限界検出装置で演算されたヨーイング運動振動系の共振特性に基づいてスピンを判定し、アンチスピンモーメントを発生するアンチスピンモーメント発生手段と、を備えている。

【0010】まず、車両のヨーイング運動振動系のモデルを導出して、そのモデルを基にして本発明の原理を説

$$MvV \{ (d\beta/dt) + r \} = 2Cf + 2Cr \dots (1)$$

$$Iz (d\gamma/dt) = 2LfCf - 2LrCr \dots (2)$$

ここで、 Mv は車両の慣性質量、 V は車速、 Cf は前輪コーナリングフォース、 Cr は後輪コーナリングフォース、 Iz はヨーイングモーメント、 Lf は車両重心点と前輪車軸との間の距離、 Lr は車両重心点と後輪車軸との間の距離、 β は車両重心点の横滑り角、 γ はヨー角速度（ヨーレイト）、 t は時間である。

$$Cf = -Kf\beta_f = -Kf \{ \beta + (Lf\gamma/V) - \delta \} \dots (3)$$

$$Cr = -Kr\beta_r = -Kr \{ \beta - (Lr\gamma/V) \} \dots (4)$$

ここで、前後輪のコーナリングフォース Cf 、 Cr は、いずれも前後輪の横滑り角 β_f 、 β_r に対して図1のような飽和特性を示す。

【0015】式(3)、式(4)を式(1)、式(2)

$$MvV (d\beta/dt) + 2(Kf + Kr)\beta + \{MvV + 2(LfKf - LrKr)/V\}\gamma = 2Kf\delta \dots (5)$$

$$2(LfKf - LrKr)\beta + Iz(d\gamma/dt) + 2(Lf^2Kf + Lr^2Kr)\gamma/V = 2LfKf\delta \dots (6)$$

ここで、ヨーイング運動について考察するには、基本的には式(6)の運動方程式を考えればよい。このヨーイング運動の入力は、図2で示すように各タイヤ10、12に発生するヨーモーメント成分 Yf 、 Yr である。この各タイヤに発生するヨーモーメント成分をまとめて表現すると図3のような1つの摩擦要素14で表された路面モデルで表現できる。

【0017】この図3のモデルにおいて、車体慣性質量 Mv と路面との間に存在するタイヤ及びサスペンションの各変形を考慮し、タイヤ及びサスペンションを捻ればね要素で近似すれば、図4に示すように摩擦要素14と

$$-Kc\theta = -2(LfKf - LrKr)\beta - 2(Lf^2Kf + Lr^2Kr)\{\gamma - (d\theta/dt)\}/V + 2LfKf\delta \dots (8)$$

ここで、式(8)の右辺第1項は、車体横滑りによって生じる前輪と後輪とのコーナリングフォースの差、すなわち、車体横滑りに起因したヨーモーメントを、右辺第2項は、ヨーイング運動に対する路面からの抗力を、右辺第3項は、入力項で操舵角により発生するヨーモーメントを示している。

【0020】次に、図4のモデルにおいてヨーイング運動の回転軸回りに車体を微小振幅で加振させる微小加振

$$Iz \{ d(\gamma + \Delta\gamma)/dt \} = -Kc(\theta + \Delta\theta) \dots (9)$$

明する。

【0011】4輪車の左右輪の横滑り角が等しいと仮定しかつ車体のロールを無視すれば、車両の運動を前後2輪の2輪車モデルで取り扱うことができ、車両運動を記述する運動方程式は次のようになる。

【0012】

【0013】一方、前輪のコーナリングパワーを Kf 、後輪のコーナリングパワーを Kr 、前輪の横滑り角を β_f 、後輪の横滑り角を β_r 、実操舵角を δ とすると、前後輪のコーナリングフォース Cf 、 Cr は、次のように表される。

【0014】

に代入することにより、水平面内の車両運動を記述する基本的な運動方程式である、次の式(5)、(6)が得られる。

【0016】

捻ればね要素16とを直列接続したモデルとなり、この系の運動方程式は次のようになる。

【0018】

$$Iz (d\gamma/dt) = -Kc\theta \dots (7)$$

ただし、 Kc はばね定数、 θ は車両のヨーイング運動の回転軸回りの回転角であり、 $Kc\theta$ は次の式(8)で表されるタイヤ及びサスペンションからなる捻ればね要素の復元力を示している。なお、式(7)の左辺は、車両のヨーイング運動に対する慣性力を示している。

【0019】

モーメントを加えた時のモデルについて考える。ある動作点において、加える微小加振モーメントを Δfm 、その時の各変数 γ 、 θ 、 β のある動作点からの微小変位を $\Delta\gamma$ 、 $\Delta\theta$ 、 $\Delta\beta$ 、前輪の横滑り角 β_f のある動作点からの微小変位を $\Delta\beta_f$ で表すと、式(7)、(8)より次の式(9)、(10)が導かれる。

【0021】

$$\begin{aligned}
& -Kc (\theta + \Delta\theta) \\
& = -2 (LfKf - LrKr) \beta \\
& \quad -2 (LfKf - LrKr) \Delta\beta \\
& \quad -2 (Lf^2 Kf + Lr^2 Kr) \{\gamma - (d\theta/dt)\} / V \\
& \quad -2 (Lf^2 Kf + Lr^2 Kr) \{\Delta\gamma - (d\Delta\theta/dt)\} / V \\
& \quad + 2Lf \{Kf + (\partial Kf / \partial \beta f) \Delta\beta f\} \delta + \Delta fm \\
& \quad \dots (10)
\end{aligned}$$

なお、ここでは微小変位 $\Delta\gamma$ 、 $\Delta\theta$ 、 $\Delta\beta$ の2次以上の項は無視している。また、 Kf と Kr は、前後輪の動作点回りの横滑り角微小変化に対するコーナリングパワーで、動作点におけるコーナリングフォースの傾きに相当する。

Δfm により直接的には影響しないこと、またその係数が小さいことから、 $\Delta\beta$ 、 $\Delta\beta f$ に関する項を無視し、式(7)、式(8)を考慮して動作点回りの運動方程式を求めると次のようになる。

[0023]

【0022】次に、 $\Delta\beta$ 、 $\Delta\beta f$ は微小加振モーメント

$$\begin{aligned}
Iz (d\Delta\gamma/dt) & = -Kc \Delta\theta \\
& \quad -Kc \Delta\theta \\
& = -2 (Lf^2 Kf + Lr^2 Kr) \{\Delta\gamma - (d\Delta\theta/dt)\} / V \\
& \quad + \Delta fm \\
& \quad \dots (11)
\end{aligned}$$

ここで、式(11)より式(12)の $\Delta\theta$ を消去すれば

[0024]

$$\begin{aligned}
2Iz (Lf^2 Kf + Lr^2 Kr) (d^2 \Delta\gamma/dt^2) / VKc \\
+ Iz (d\Delta\gamma/dt) \\
+ 2 (Lf^2 Kf + Lr^2 Kr) \Delta\gamma / V \\
= \Delta fm \\
\dots (13)
\end{aligned}$$

したがって、微小加振モーメントからヨーレイトまでの伝達関数は、次の式(14)の2次遅れ系

[0025]

[数1]

$$\frac{\Delta\Gamma}{\Delta Fm} = \frac{VKc}{s^2 + \frac{VKc}{2(Lf^2 Kf + Lr^2 Kr)} s + \frac{Kc}{Iz}} \dots (14)$$

となり、固有角周波数は

$$\omega n = \sqrt{Kc / Iz} \dots (15)$$

減衰係数は

[0026]

$$\zeta = V \sqrt{Iz} / \{4 (Lf^2 Kf + Lr^2 Kr) \sqrt{Kc}\} \dots (16)$$

となる。これが、ヨーイング運動の回転軸回りに微小加振モーメントを加えた時のヨーイング運動振動系のモデルである。

【0027】次に、上記ヨーイング運動振動系のモデルを基に本発明の原理について説明する。式(16)において、 Kf 、 Kr は、式(10)で述べたように、動作点回りの横滑り角微小変化に対する前後輪のコーナリングパワーを示しており、動作点におけるコーナリングフォースの傾きに相当する。

【0028】コーナリングフォース Cf 、 Cr は横滑り角に対して図1のような飽和特性を示すので、コーナリングパワー Kf 、 Kr は横滑り角が小さいときには原点

におけるコーナリングパワー、いわゆる、コーナリングスチフネスと略一致する。

【0029】一方、コーナリングフォース Cf 、 Cr が飽和するに従い、コーナリングパワー Kf 、 Kr は減少し、飽和時には0になる。

【0030】なお、タイヤのグリップ力はコーナリングフォース Cf 、 Cr の飽和と共に低下するので、コーナリングパワー Kf 、 Kr は、タイヤのグリップ状態を示している。すなわち、コーナリングパワー Kf 、 Kr が共にコーナリングスチフネスに近い値を示す時は、タイヤが路面に対ししっかりグリップしていることを示している。これに対し、略0になった時には、僅かな外乱

でスピンが発生するような危険な状態にあることを示している。

【0031】一方、ヨーイング運動振動系の減衰係数は、式(16)よりコーナリングパワー K_f 、 K_r が大きい時には小さくなり、また、コーナリングパワー K_f 、 K_r が小さい時には大きくなるので、コーナリングパワー K_f 、 K_r に対して反比例的に変化することが分かる。一方、2次遅れ系の減衰係数は、図5に示すように、固有角周波数におけるゲイン(図では分かり易くするため正規化して示している)に大きな影響を与える。すなわち、減衰係数が小さい値の時にはゲインは大きく、微小加振モーメントに対してヨーレイトは共振特性を示し、大きく振動する。これに対し、減衰係数が大きくなると微小加振モーメントに対してヨーレイトは共振特性を示さなくなり、ほとんど振動しなくなる。

【0032】したがって、ヨーイング振動モデルが固有角周波数において共振特性を示しているときは、タイヤはグリップ状態にあることを示しており、また、共振特性が減少するときは、タイヤのグリップ力が低下していることを示している。すなわち、共振特性を検出すればタイヤのグリップ状態、言い換えれば、スピンやドリフトアウトの危険度が判定できることになる。

【0033】本発明は、上記原理を利用したものでヨーイング運動振動系の慣性体を、このヨーイング運動振動系の固有角周波数のヨーモーメントで微小加振したときの共振特性からタイヤグリップ状態、すなわちスピン限界状態を検出するものである。このヨーイング運動振動系は、車両が走行する対象によって異なるが、車両が路面上を走行するときには、車体からなる慣性体と、タイヤおよび懸架系からなるヨー回転軸回りの捻ればね要素と、路面とによって構成されることになる。

【0034】本発明では、ヨーイング運動の回転軸回りにヨーイング振動モデルの固有角周波数で加振したヨーモーメントを加え、この加えたヨーモーメントに対して応答したヨーレイトの共振成分を検出するのが好ましい。そして、この場合には、加振成分に対して応答した共振成分の比により共振特性を演算し、この比が大きければタイヤはグリップ状態にあると判断し、逆にこの比が小さければグリップ力が減少している、すなわち、スピンやドリフトアウトの危険度が増していると判断する。

【0035】なお、加振成分に対する応答した共振成分の比(振動ゲインと呼ぶことにする)と、タイヤのグリップ状態との対応関係は、システムの諸元が決まれば一意的に定まるものであるため、計算または実測により予め求めておき、走行時には振動ゲインからその対応関係に基づき危険度を判定する。

【0036】慣性体は、車輪を微小回転することにより微小加振することができる。この場合には、前輪と後輪とを逆位相で微小回転すると効果的である。

【0037】また、フライホイールと捻ればねとから成る回転振動系を設け、この回転振動系の持続振動の反作用により、またはフライホイールを設け、このフライホイールに対してトルク加振した反作用により、慣性体を微小加振するようにしてもよい。

【0038】このように、本発明では、各輪の接地状態を個別に検出するのではなく、ヨーイング振動モデルの共振特性から車両全体の接地状態を総合的に推定するので、システム構成が簡単で演算量も少ない。したがって、経済的にも有利で信頼性も高い。また、得られた結果も、その時点の車両運動の安全度合い(スピンやドリフトアウトの危険度)を直接示しており、極めて高応答でかつ有効な警報情報となる。

【0039】また、ヨーイング振動モデルの固有各周波数成分で加振しそれに応答した固有角周波数成分のみを検出するのでホワイトノイズ的に発生する路面外乱の影響も受けにくく、さらに、共振減少を利用しているので感度が高いといったメリットもある。その結果、検出精度も高くなる。

【0040】操舵角から目標ヨーレイトを演算し、この目標ヨーレイトと実ヨーレイトとの差及び上記スピン限界検出装置で演算されたヨーイング運動振動系の共振特性に基づいてスピンを判定し、アンチスピンモーメントを発生すれば、車両の走行安定性を高めることができる。

【0041】

【発明の実施の形態】

(第1の実施の形態) 前後輪をアクティブに転舵する装置を用いてタイヤの接地状態を推定し、スピンやドリフトアウトの危険度を判定して警報する第1の実施の形態について説明する。

【0042】図6は、第1の実施の形態のシステム構成を示したものである。車両の前輪側車軸には前輪2輪を同じ方向に転舵する前輪転舵装置20が取り付けられ、後輪側車軸には後輪2輪を同じ方向に転舵する後輪転舵装置22が取り付けられている。これらの転舵装置は4輪操舵装置に利用されている転舵装置を使用することができる。ヨーイング運動の回転中心にはヨーレイトを検出するヨーレイトセンサ24が取り付けられている。また、車両には車速を検出する車速センサ34が取り付けられている。

【0043】前輪転舵装置20、後輪転舵装置22、ヨーレイトセンサ24、車速センサ34は、マイクロコンピュータで構成された制御装置26に接続されている。また、制御装置26にはブザー等で構成された警報装置36が接続されている。マイクロコンピュータは、CPU、後述する制御ルーチンのプログラムを記憶したROM、及びRAMを含んで構成されている。

【0044】この制御装置26を機能ブロックで表すと、加振ヨーモーメント発生手段28、加振応答検出手

段30、及び共振特性演算手段32で表すことができる。

【0045】加振ヨーモーメント発生手段28は、車両をヨーイング運動モデルの固有角周波数 ω_1 で加振するための加振ヨーモーメントを発生するために、前輪転舵装置20に固有角周波数 ω_1 の正弦波信号を与えると共に、後輪転舵装置22に前輪転舵装置20に与える正弦波信号に対して位相が180度異なる固有角周波数 ω_1 の正弦波信号を与え、前輪と後輪とを逆位相で微小転舵する。

【0046】加振応答検出手段30は、加振ヨーモーメント発生手段28によって車両に加えられた加振ヨーモーメントに対して応答したヨーレイトの共振成分を検出する。

【0047】共振特性演算手段32は、加振ヨーモーメント発生手段28で転舵した前後輪の転舵量の振幅に対する加振応答検出手段30で検出されたヨーレイトの共振成分の振幅の比を求め、この比からヨーイング運動モデルの共振特性を推定し、タイヤのグリップ力の低下度合い、すなわち、スピンやドリフトアウトの危険度を判定し警報装置36によって警報する。

【0048】すなわち、加振ヨーモーメント発生手段28により微小転舵した前後輪の転舵の振幅に対して発生する加振ヨーモーメントの振幅は、タイヤのグリップ力の低下と共に減少する。また、加えた加振ヨーモーメントの振幅に対してその応答として発生するヨーレイトの共振成分の振幅は、ヨーイング運動モデルの共振特性からタイヤのグリップ力の低下と共に減少する。したがって、転舵振幅に対するヨーレイト振幅は、タイヤのグリップ力の低下と共に単調に減少する。このため、微小転舵の振幅に対するヨーレイトの共振成分の振幅の比からタイヤのグリップ力の低下度合いが判断できる。

【0049】そこで、共振特性演算手段32では、微小転舵の振幅に対するヨーレイトの共振成分の振幅の比からグリップ力低下度合いを判定し、判定結果をスピンやドリフトアウトの危険度として警報する。なお、微小転舵振幅に対するヨーレイトの共振成分の振幅の比と、グリップ力低下度合いとの対応関係は、システムの諸元が決まれば一意的に定まるので、予め計算、若しくは実測により求めてマップを作成しておき、走行時にはマップに基づきオンラインで危険度を判定する。

【0050】次に図7を参照して制御装置26の加振ヨーモーメント発生手段28、加振応答検出手段30、及び共振特性演算手段32によって実行される制御ルーチンについて説明する。この制御ルーチンはイグニッションスイッチオンで起動され、ステップ100において車速が所定値以上か否かが判断される。車速が所定値以上、すなわちドリフトアウトやスピンの発生する可能性がある車速で走行しているときには、ステップ102において上記で説明したように、前輪と後輪とを逆位相で

微小転舵する。

【0051】次のステップ104では、ヨーレイトセンサ24出力に基づいて車両に加えられた加振ヨーモーメントに対して応答したヨーレイトの共振成分を検出する。

【0052】次のステップ106では、前後輪の微小転舵量とヨーレイトの共振成分の振幅との比（ヨーレイトの共振成分の振幅／前後輪の微小転舵量）の逆数をスピンやドリフトアウトの危険度として求め、ステップ108において求めた危険度が予め設定した所定値以上か否かを判断する。そして、危険度が所定値以上のときは、スピンやドリフトアウトの危険性があるためステップ110において警報装置36から警報を発生する。

【0053】ステップ112では、イグニッションスイッチがオフになったか否かを判断し、イグニッションスイッチオフの場合にはこのルーチンを終了する。

【0054】なお、上記では危険度を（前後輪の微小転舵量／ヨーレイトの共振成分の振幅）の逆数で求めたが、この比自体を用いてもよい。

【0055】以上説明したように、本実施の形態では、各輪の接地状態を個別に検出するのではなく、ヨーイング振動モデルの共振特性から車両全体の接地状態を総合的に推定しているので、システム構成が簡単でかつ演算量も少なくなる。

【0056】したがって、経済的に有利で信頼性も高くなる。また、得られた結果も、その時点の車両運動の安全度（スピンやドリフトアウトの危険度）を直接示しており、極めて高応答でかつ有効な警報情報となる。

【0057】また、ヨーイング振動モデルの固有角周波数成分で加振し、この加振に応答した共振成分、すなわち固有角周波数成分のみを検出するのでホワイトノイズ的に発生する路面外乱の影響も受け難く、さらに、共振現象を利用しているので感度が高い、というメリットもある。その結果、検出精度も高くなる。

【0058】さらに、本実施の形態では、前後輪をヨーイング振動モデルの固有角周波数で逆位相で微小転舵することにより加振ヨーモーメントを発生させており、この場合、タイヤのグリップ力の低下と共に発生する加振ヨーモーメントも減少するため、転舵の振幅とヨーレイトの振幅との比は相乗的に大きく変化することになる。したがって、検出感度はさらに向上する。

【0059】なお、本実施の形態では、4輪全てを使用して加振ヨーモーメントを発生させているが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば、4輪の内、1輪のみ、2輪のみ、または3輪のみを転舵して、同様に加振ヨーモーメントを発生させてもよい。この場合にもヨーイング運動振動系は上記と同様の共振特性を示すので本発明を実現できる。この場合、加振効率が減少するとか、横力成分が発生するなどの問題があるものの、システムはより簡単になり経済性、信頼性の面で有利にな

る。

(第2の実施の形態)次に、フライホイールと捻ればねから構成され、かつ固有角周波数がヨーイング振動モデルの固有角周波数と等しい振動系を利用して、ヨーモーメントを加振する第2の実施の形態について説明する。

【0060】図8は、第2の実施の形態のシステム構成を示している。車体のヨーイング運動回転中心には、回転中心回りに回転可能にフライホイール40の回転軸の一端が摩擦の少ないベアリングを介してルーフ側に取り付けられ、フライホイール40の回転軸の他端は捻ればね42を介してフロア側に固定されている。

【0061】また、フライホイール40の回転軸の一端には、加振モーメント発生手段28によってフライホイール40をヨーイング運動回転中心回りに微小回転するための駆動装置44の出力軸が連結されている。駆動装置44としては、トルク制御の容易なモータ等が好ましい。

【0062】ここで、フライホイール40と捻ればね42からなる振動系の固有角周波数は、ヨーイング振動モデルの固有角周波数と等しくなるよう設計されている。なお、その他の構成については第1の実施の形態と同様であるので説明を省略する。

【0063】このシステムにおいて、加振ヨーモーメント発生手段28は、フライホイール40と捻ればね42とから成る振動系が持続的に微小往復回転振動するように、駆動装置44を制御してフライホイール40に加振トルクを与える。このとき、車体には振動系の回転振動の反作用として加振ヨーモーメントが発生する。

【0064】一方、加振応答検出手段30は、加振ヨーモーメント発生手段28により車両に加えられたヨーモーメントに対して応答したヨーレイトの共振成分を検出する。

【0065】共振特性演算手段32は、加振応答検出手段30で検出されたヨーレイトの共振成分と、加振ヨーモーメント発生手段28で回転振動させた振動系の回転振動振幅との比を求め、この比からヨーイング運動系の共振特性を推定しタイヤのグリップ力の低下度合い、すなわち、スピンやドリフトアウトの危険度を判定し警報装置36によって警報する。

【0066】上記構成において、加振ヨーモーメント発生手段28により加振した振動系の回転振幅とその振動の反作用として車体に作用する加振ヨーモーメントとは比例関係にある。一方、発生した加振ヨーモーメントに対しその応答として発生するヨーレイトの共振成分の振幅は、ヨーイング運動系の共振特性に基づいて、タイヤのグリップ力の低下と共に減少する。したがって、フライホイールと捻ればねとから成る振動系の回転振幅に対するヨーレイト振幅は、タイヤのグリップ力の低下と共に減少することになり、回転振動振幅に対するヨーレイト共振成分振幅の比からタイヤのグリップ力低下度合い

が判断できる。

【0067】そこで、共振特性演算手段32では、回転振動の振幅とヨーレイトの共振成分の振幅と比からグリップ力低下度合いを判定し、判定結果をスピンやドリフトアウトの危険度として警報する。なお、この振幅比とグリップ力低下度合いとの対応関係は、予め車両諸元から計算、若しくは実測によりマップとして求めておき、走行時にはこのマップに基づきオンラインでスピンやドリフトアウトの危険度を判定し警報する。

【0068】なお、本実施の形態の制御ルーチンは第1の実施の形態の制御ルーチンと同様であるので説明を省略する。

【0069】このように、本実施の形態では、各輪の接地状態を個別に検出するのではなく、ヨーイング振動系の共振特性から車両全体の接地状態を総合的に推定するのでシステム構成が簡単で演算量も少なくなる。したがって、経済的に有利で信頼性も高くなる。また、得られた結果も、その時点の車両運動の安全度(スピンやドリフトアウトの危険度)を直接示しており、極めて高応答でかつ有効な警報情報となる。また、ヨーイング振動系の固有角周波数成分で加振しそれに応答した固有角周波数成分のみを検出しているので、ホワイトノイズ的に発生する路面外乱の影響も受け難く、さらに、共振現象を利用しているので感度が高いといったメリットもある。その結果、検出精度も高くなる。

【0070】さらに、本実施例では、回転振動系を加振しその反作用により加振ヨーモーメントを発生させているので、加振トルクは、必ずしも正弦波状である必要はなく、持続振動が減少した時に間欠的にステップ状の加振トルクを加えるだけでも十分である。そのため、加振ヨーモーメント発生手段の構成が簡単になり、かつ制御も容易になる、という効果が得られる。

【0071】なお、本実施の形態では、フライホイールのみを設け、駆動装置によって微小往復回転させて加振するようにしてもよい。

(第3の実施の形態)次に、フライホイールを駆動したときの反作用を利用して、車両をヨーイング振動系の固有角周波数でヨーモーメント運動の軸回りに加振し、スピン時に、安定化のためのヨーモーメントを発生する第3の実施の形態について説明する。

【0072】図9は、第3の実施の形態のシステム構成を示すものであり、車体のヨーイング運動の回転中心には、フライホイール40の回転軸の両端が摩擦の少ないベアリングを介して車体のルーフ側とフロア側とに取り付けられている。フライホイール40の回転軸には、トルク制御の容易なモータ等で構成された駆動装置44の出力軸が連結されている。また、車体のヨーイング運動の回転中心にはヨーレイトセンサ24が取り付けられている。そして、ステアリングの操舵角より前輪の操舵角を検出する操舵角センサ50がステアリングコラムに取

り付けられている。

【0073】マイクロコンピュータで構成された制御装置26は、第1の実施形態と同様に機能ブロックで表されており、第1の実施形態と同様の機能ブロックには同一符号を付して説明を省略するが、本実施の形態では目標ヨーレイト演算手段52及びアンチスピンモーメント発生手段54が新たに設けられている。

【0074】操舵角センサ50は、検出された操舵角に1次フィルター処理を施すことにより目標ヨーレイトを演算する目標ヨーレイト演算手段52に接続されている。この目標ヨーレイト演算手段52はアンチスピンモーメント発生手段54に接続され、アンチスピンモーメント発生手段54はヨーレイトセンサ24、駆動装置44及び共振特性演算手段32に接続されている。

【0075】このシステムにおいて、加振ヨーモーメント発生手段28は、駆動装置44を制御し、ヨーイング運動系の固有角周波数でフライホイール40に加振トルクを正逆転方向に与える。このとき、車体にはフライホイールに加えた加振トルクの反作用としてヨーイング運動の回転軸回りに微小振動する加振ヨーモーメントが発生する。

【0076】加振応答検出手段30は、加振ヨーモーメント発生手段28により車両に印加された加振ヨーモーメントに対して応答したヨーレイトの共振成分を検出する。

【0077】共振特性演算手段32は、加振応答検出手段30で検出されたヨーレイトの共振成分の振幅と、加振ヨーモーメント発生手段28で発生した加振ヨーモーメントの振幅との比を求め、この比からヨーイング運動モデルの共振特性を推定し、タイヤのグリップ力の低下度合い、すなわち、スピンやドリフトアウトの危険度を判定し警報装置36を介して警報する。

【0078】上記構成において、加振ヨーモーメント発生手段28によりフライホイール40に加えた加振トルクとこの加振トルクの反作用として車体に発生した加振ヨーモーメントとは一致する。一方、発生した加振ヨーモーメントの振幅に対しその応答として発生するヨーレイトの共振成分の振幅は、ヨーイング運動系の共振特性に従い、タイヤのグリップ力の低下と共に減少する。したがって、加振トルクの振幅に対するヨーレイトの共振成分の振幅の比からタイヤのグリップ力低下度合いが判断できる。

【0079】そこで、共振特性演算手段32では、加振トルクの振幅とヨーレイトの共振成分の振幅との比からグリップ力低下度合いを判定し、判定結果をスピンやドリフトアウトの危険度として警報する。なお、この振幅比とグリップ力低下度合いとの対応関係は、予め車両諸元から計算、若しくは実測によりマップとして求めておき、走行時にはこのマップに基づきオンラインでスピンやドリフトアウトの危険度を判定し警報する。

【0080】また、フライホイールを駆動した時の反作用は、スピン時のアンチスピンモーメントとしても利用できる。そこで、アンチスピンモーメント発生手段54は、目標ヨーレイト演算手段52からの目標ヨーレイトとヨーレイトセンサ24で検出した実ヨーレイトとからヨーレイト誤差を求めると共に、共振特性演算手段32からスピンやドリフトアウトの危険度を入力する。すなわち、スピンやドリフトアウトの危険度が高くかつヨーレイト誤差が大きい場合には、スピン状態と判定し、フライホイールを駆動してアンチスピンモーメントを反作用として発生させて実ヨーレイトを目標ヨーレイトに追従させる。

【0081】次に、図10を参照して制御装置26の各手段により実行される制御ルーチンを説明する。なお、図10において図7と対応する部分には同一符号を付して説明を省略する。

【0082】スピンやドリフトアウトの危険度が高いため警報を発生した後、次のステップ114では目標ヨーレイト演算手段52により操舵角センサ50で検出された操舵角に1次フィルター処理を施すことにより目標ヨーレイトを演算し、ステップ116ではヨーレイトセンサ24で検出した実ヨーレイトを取り込む。

【0083】ステップ118において目標ヨーレイトと実ヨーレイトとの差であるヨーレイト誤差を演算する。そして、ヨーレイト誤差が所定値以上の場合、すなわちスピンやドリフトアウトの危険度が高く（ステップ108）、かつ、ヨーレイト誤差が大きい場合には、スピン状態と判定し、アンチスピンモーメント発生手段54でフライホイールを駆動してアンチスピンモーメントを反作用として発生させる。これによって、スピンやドリフトアウトを打ち消す方向のモーメントが発生し、車両の走行安定性が高まる。

【0084】このように、本実施の形態では、各輪の接地状態を個別に検出するのではなく、ヨーイング振動モデルの共振特性から車両全体の接地状態を総合的に推定するのでシステム構成が簡単で演算量も少なくなる。したがって、経済的に有利で信頼性も高くなる。また、得られた結果も、その時点の車両運動の安全度（スピンやドリフトアウトの危険度）を直接示しており、極めて高応答でかつ有効な警報情報となる。また、ヨーイング振動モデルの固有角周波数成分で加振しそれに応答した固有角周波数成分のみを検出するので、ホワイトノイズ的に発生する路面外乱の影響も受け難く、さらに、共振現象を利用しているので感度が高いといったメリットもある。その結果、検出精度も高くなる。

【0085】さらに、本実施の形態では、加振ヨーモーメントを発生させるためのフライホイールをアンチスピンモーメントを発生するための手段として利用しているので、特別な装置を付加することなくアンチスピン制御が実現できる。そのため、スピンの警報からスピンの抑

制制御までのシステムの構成が簡単で、かつ制御も容易になる、という効果が得られる。

【0086】なお、上記では式(11)～式(16)及び図4のモデルを使用して本発明を説明したが、これらは近似モデルの1つであり、本発明はこれらのモデルを使用する場合に限定されるものではなく、より複雑な近似モデル、または、より簡単な近似モデルを使用しても、共振現象を表現できれば本発明を実現できるものである。

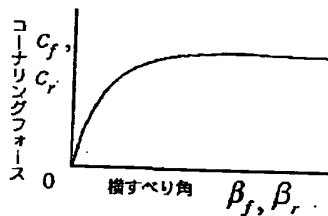
【0087】

【発明の効果】以上説明したように、本発明のスピン限界検出装置及びスピン防止装置によれば、ヨーイング振動モデルの共振特性から車両全体の接地状態を総合的に推定するので、システム構成が簡単で演算量も少なくなり、経済的にも有利で信頼性が高いスピン限界検出装置及びスピン防止装置を提供できる、という効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】コーナリングフォースと横滑り角との関係を示す線図である。

【図1】



【図2】ヨーイング運動の入力を説明するための概略図である。

【図3】摩擦要素で表された路面モデルを示す概略図である。

【図4】タイヤ及びサスペンションを捻ればね要素で近似したモデルを示す概略図である。

【図5】2次遅れ系の減衰係数と固有角周波数におけるゲインとの関係を示す線図である。

【図6】第1の実施の形態を示すブロック図である。

【図7】第1の実施の形態の制御ルーチンを示す流れ図である。

【図8】第2の実施の形態を示すブロック図である。

【図9】第3の実施の形態を示すブロック図である。

【図10】第3の実施の形態の制御ルーチンを示す流れ図である。

【符号の説明】

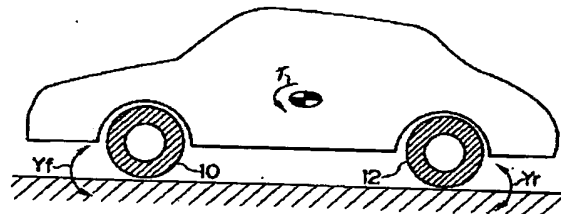
24 ヨーレイトセンサ

40 フライホイール

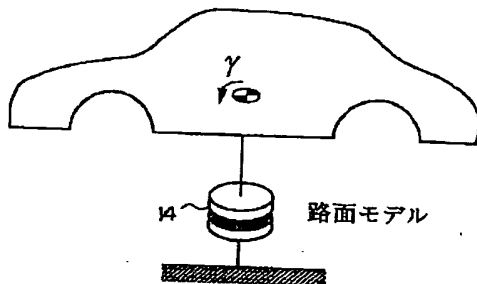
42 捻ればね

44 駆動装置

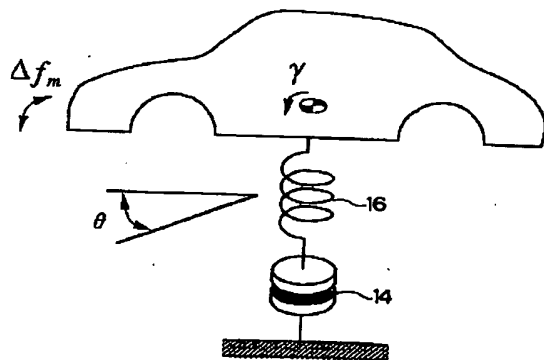
【図2】



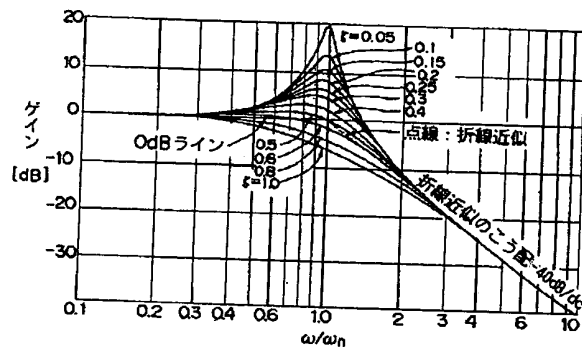
【図3】



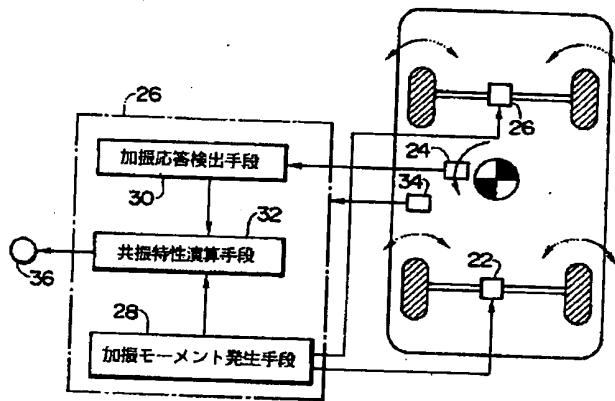
【図4】



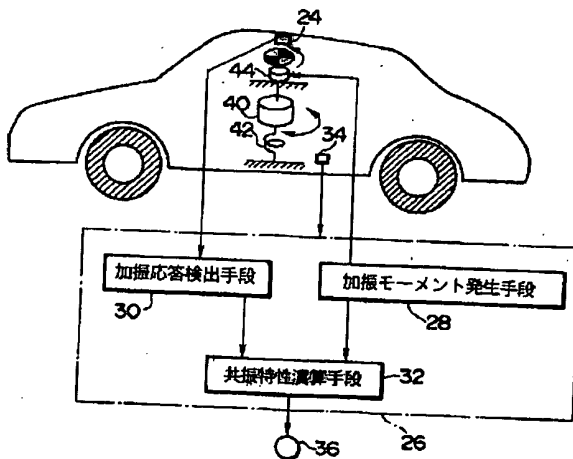
【図5】



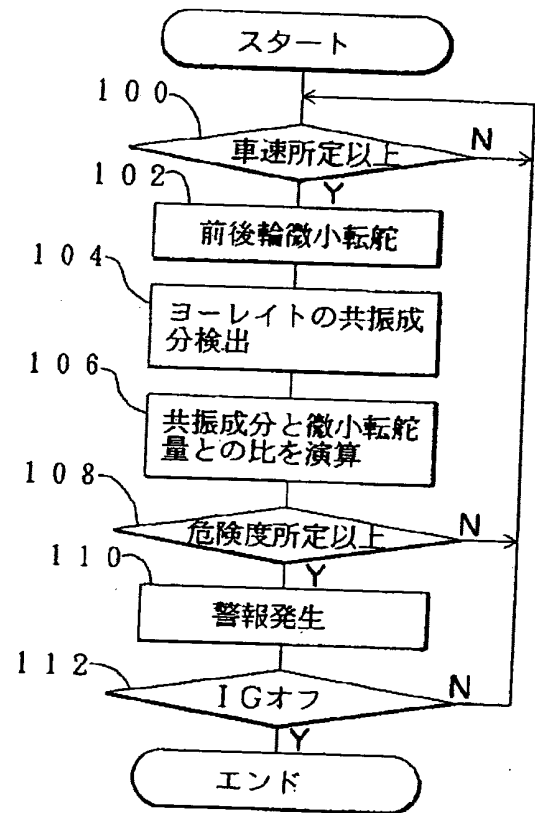
【図6】



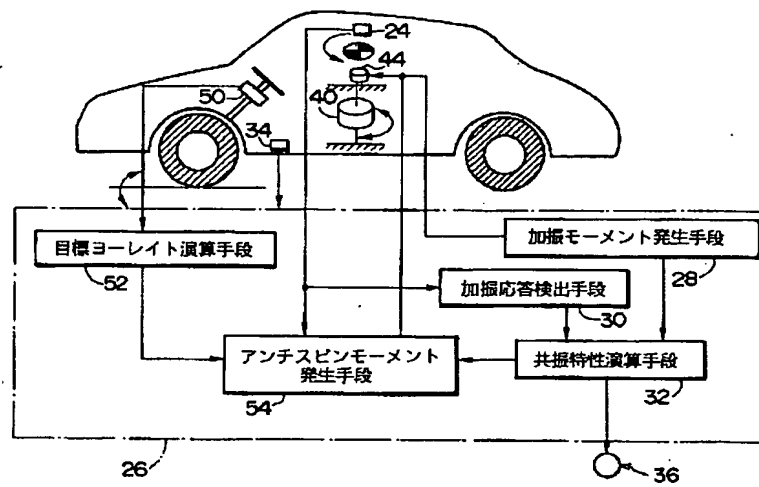
【図8】



【図7】



【図9】



【図10】

